

プラスチック歯車の歯車箱振動騒音解析

著者	太良 享平
出版者	法政大学大学院理工学・工学研究科
雑誌名	法政大学大学院紀要．理工学・工学研究科編
巻	62
ページ	1-8
発行年	2021-03-24
URL	http://doi.org/10.15002/00023889

プラスチック歯車の歯車箱振動騒音解析

GEARBOX VIBRATION AND NOISE ANALYSIS OF PLASTIC GEAR

太良享平

Kyohei DAIRA

指導教員 相原建人

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士前期課程

The reduction of the vibration noise generated during driving is an important issue in the gear system used as a power transmission mechanism. Plastic gears are known for their vibration-absorbing properties and low noise level, and have attracted attention as a countermeasure against vibration noise in gearing systems. Although many experiments have been conducted to measure the vibration noise of plastic gear pairs, there are few examples of vibration noise analysis and analytical studies on vibration noise including gearboxes. In this study, a vibration noise analysis model of plastic gears including gearboxes was developed for the purpose of constructing a vibration noise analysis method for plastic gears, and the effectiveness of the model was verified by conducting vibration noise experiments on a pair of plastic gears. Similarly, although gearbox vibration experiments and analysis cases using gears have been reported, there are few analytical studies on vibration noise including gearboxes using plastic gears.

Key Words : *Vibration, Noise, Gearbox, Plastic Gear, Finite element method, Moulitbody dynamics*

1. 緒言

動力伝達機構として使用されている歯車装置において、駆動時に発生する振動騒音の低減は重要な課題である。プラスチック歯車は振動吸収性があり、低騒音であることが知られ、歯車装置の振動騒音対策として着目されている。プラスチック歯車は熱膨張率が高く、放熱性の高い鋼歯車と組み合わせた研究例^{[1]-[3]}が扇谷らによって多く報告されている。しかしプラスチック歯車と剛性の高い鋼歯車対ではプラスチック歯車の歯がたわみ、プラスチック歯車対よりも大きな振動・騒音を発生させることが分かっている^{[3]-[5]}。

プラスチック歯車の母材であるエンジニアリング・プラスチック材料は主にポリアミド樹脂（MCナイロン）やポリアセタール樹脂（POM）が挙げられ、近年ポリフタミルアミド（PPA）など耐熱性、耐久性の高い新規エンジニアリング・プラスチックが開発されており、低振動低騒音な動力伝達機構としてプラスチック歯車対に発生する振動騒音を現状、より理解する必要がある。プラスチック歯車対の振動騒音を測定する実験^{[4]-[6]}は数多く行われているが振動騒音解析を行った事例^[7]は少ない。その理由としてプラスチック材料には特有の粘弾性が

あり、鋼歯車に比べ歯対剛性のモデル化が困難であることが考えられる。

小林ら^[7]は鋼歯車の歯のたわみ及び歯元ひずみの計算式にプラスチック材料の粘弾性特性を加味し、導出した理論値を実験値と比較することでプラスチック歯車の歯のたわみ及び歯元ひずみの計算式を提案した。専徳ら^[8]は歯車かみ合いの運動方程式にプラスチック歯による新たな減衰力を追加し、小林らが導出したばねこわさを用いて振動解析を行い、実験値と比較した。しかし計算は部分的な一致に留まっており、プラスチック歯車の振動解析手法を確立したとは言えない。同様にプラスチック歯車の騒音解析を行った先行研究も少なく、プラスチック歯車の振動騒音解析手法が確立されているとはいえない。

また、鋼歯車を用いた歯車箱振動実験や解析事例^{[9][10]}は報告されているが、プラスチック歯車を用いた歯車箱を含めた振動騒音に関する解析的な研究例は少ない。そこで本研究ではプラスチック歯車の振動騒音解析手法の構築を目的として、歯車箱を含むプラスチック歯車の振動騒音解析モデルを開発し、さらに一對のプラスチック歯車装置の振動騒音実験を行い、解析モデルの有効性を検証した。

2. 解析

(1) 解析モデル

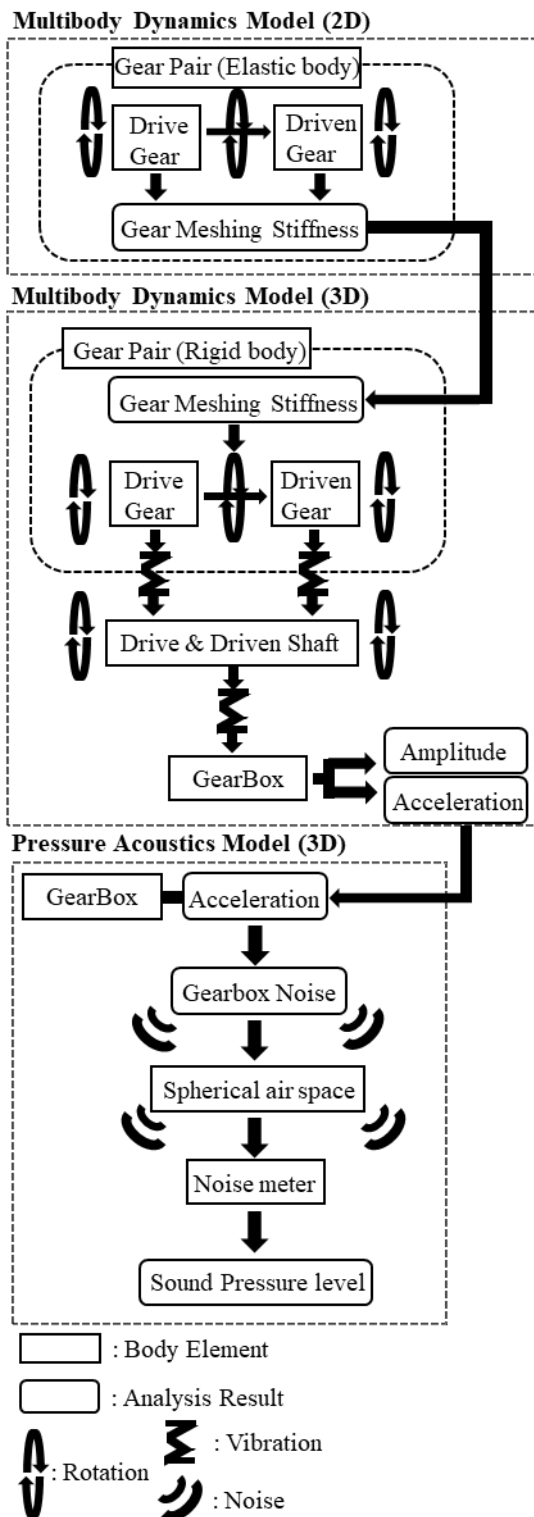


Figure 1 System schematic of simulation model. A 2D multibody dynamics model was used to calculate the gear meshing stiffness of an elastic gear pair, a 3D multibody dynamics model was used to calculate the gearbox vibration, and then a 3D pressure-acoustic model was used to calculate the gearbox noise.

本研究では歯車装置の解析モデル作成と振動騒音数値解析に汎用シミュレーションソフトCOMSOLを用いた。2D マルチボディダイナミクス領域で弾性体歯車対の接触計算を行い、求めた非線形歯対剛性を3D マルチボディダイナミクス領域の剛体歯車対の接触計算に使用した。3D マルチボディダイナミクス領域にて歯車箱振動を計算し、歯車箱振動加速度の解析結果を用いて3D 音響計算領域で歯車箱騒音を計算した。

図1に本研究で開発したモデルのシステム、図2に解析モデル及び、図3に音響解析結果の様子を示す。解析モデルは主に歯車箱とシャフト、歯車対、球状空間と歯車箱との差を空気空間とした有限要素モデルで構成されている。駆動側歯車に回転入力を与え、歯車かみ合い振動がシャフトから歯車箱に伝達され、歯車箱振動が起因し騒音を発生する。

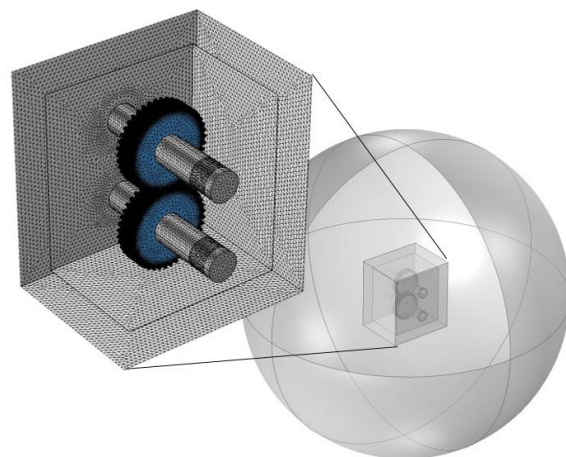


Figure 2 Finite element method model for gearbox vibration noise analysis. The analytical model consists of a gear pair, a gear box, a shaft and a spherical air space.

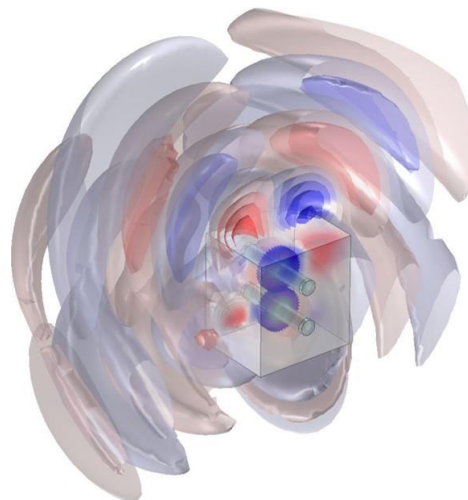


Figure 3 Radiated sound analysis in the pressure acoustic domain. The gearbox is vibrated by the meshing vibration of the gears, and gearbox noise is generated.

(2) 非線形歯対剛性

図4に本研究の歯車対接触計算に用いた非線形歯対剛性を示す。また、2D弾性体歯車対接触計算時のフォーゼンミーゼス応力を図5に示す。

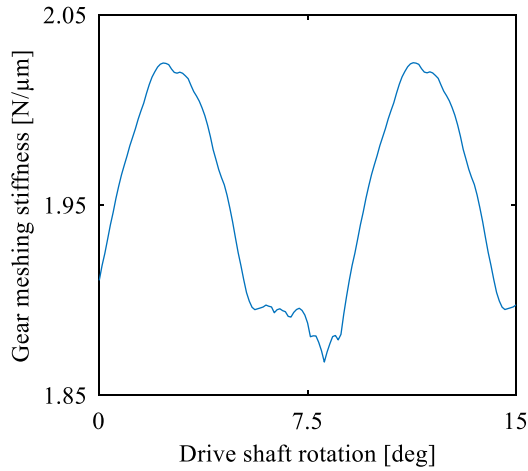
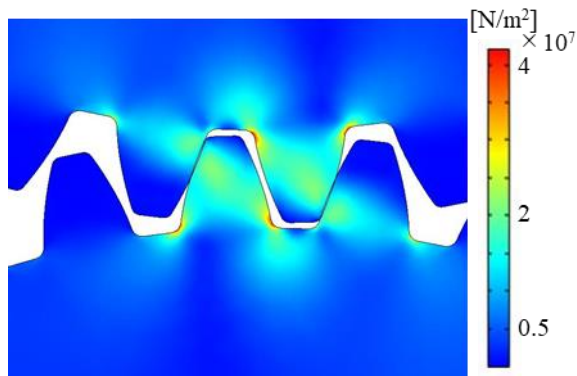
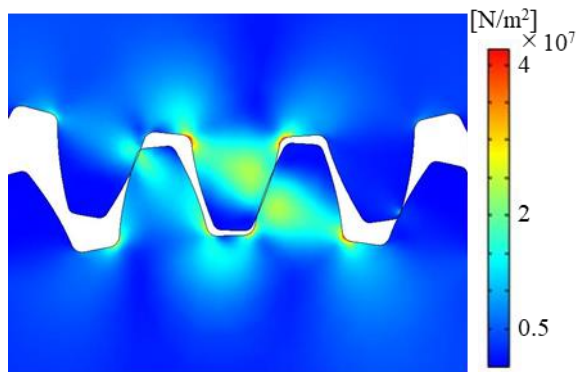


Figure 4 Analysis result of plastic gear meshing stiffness



(a) 2.3[deg]



(b) 8.1[deg]

Figure 5 (a) shows the case of Von Mises stress at a drive shaft rotation angle of 2.3[deg], while (b) shows the case of stress at 8.1[deg]. It can be seen that the meshing ratio of the teeth in (a) is higher than that in (b).

図4は横軸が駆動軸回転角度[deg], 縦軸が非線形歯対剛性[N/μm]を示している。図4で駆動軸回転角度 2.3[deg], 11.3[deg]で剛性が高くなっており, 8.1[deg]で剛性が低くなっている。歯車の非線形歯対剛性は歯が1対かみ合わせの場合より2対かみ合わせの場合の剛性が高くなる。図4においても同様の傾向を示していることが分かる。

ここで図5(a)は駆動軸回転角度 2.3[deg], 図5(b)は 8.1[deg]における場合の各歯車かみ合い時フォーゼンミーゼス応力 3D図である。

図5(b)より(a)の方が, 歯のかみ合い率が高いことが分かる。また, 図5の赤い箇所は剛性が高いことを示しており, 歯先よりも歯元の剛性が高いことが分かる。したがって歯元近くでかみ合いながら, かみ合い率の高い(a)2.3[deg]の場合が(b)8.1[deg]よりも非線形歯対剛性が高くなり, 図4で 8.1[deg]よりも 2.3[deg]の場合の非線形歯対剛性が高いことを示している。

3. 実験

(1) 実験装置

図6に本研究で用いた実験装置を示す。また図7に実験装置のシステム図を示す。モータから駆動側歯車に回転を与えており, 被動側に電磁ブレーキで負荷を与えることができ, 負荷トルクは歯車箱と駆動モータとの間にあるトルクメーターによって計測可能である。

ここで表1, 表2, 表3, 表4に本研究で用いた歯車の諸元及び, 軸や歯車箱諸元, 各装置の材料を示す。また表5に回転角速度 200[rpm], 800[rpm], 1400[rpm]各回転角速度における歯車のかみ合い次数周波数を示す。

歯車装置の稼働時における歯車箱振動はレーザードップラー振動計(小野測器製)によって測定を行い, 歯車箱騒音は騒音計(リオン製)を用いた。

図8は歯車箱を上から見たもので, 図示した箇所の変位を測定し歯車箱振動とした。

歯車箱騒音は歯車箱の中心上 10[cm]で測定を行い, 歯車実験装置から歯車かみ合い騒音以外にモータや軸, 軸受など周辺機器から暗騒音の発生を確認した為, 歯車をかみ合わせ測定した値と歯車を除き測定した値との差を歯車箱騒音とした。

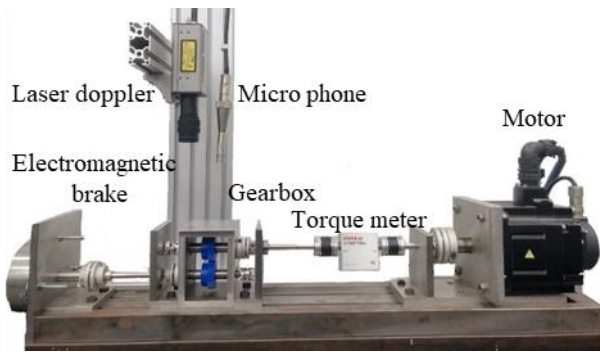


Figure 6 The photograph of experimental equipment. The gear is driven by the motor and load torque is applied by the electromagnetic brake. The motor, the gearbox and the electromagnetic brake are fixed to the base.

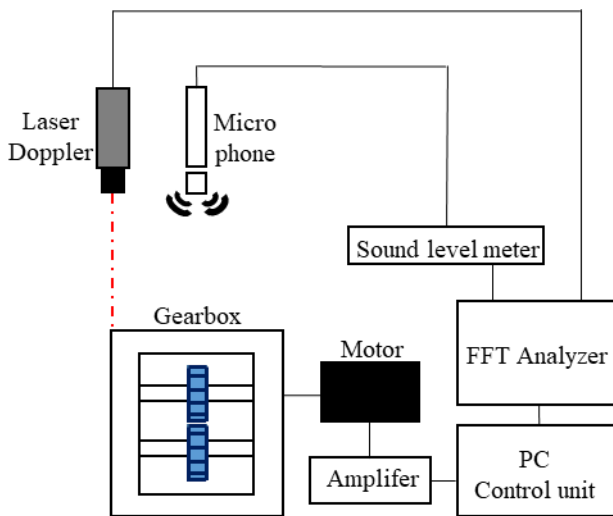


Figure 7 System schematic of simulation model. The motor is controlled from the PC through an amplifier, and the data measured from the sound level meter and vibrometer are analyzed by the FFT analyzer and stored in the PC.

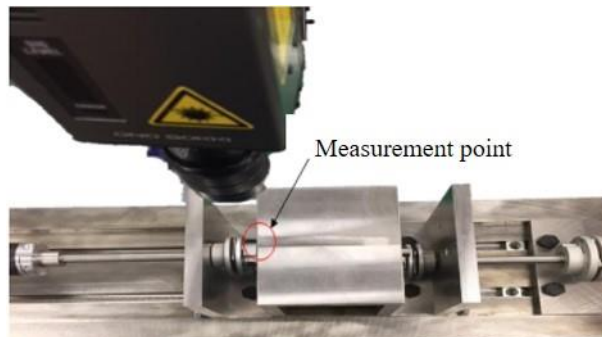


Figure 8 The photograph of gearbox upper view and observation point. The displacement of observation point is measured by the laser Doppler sensor.

Table 1 Gear specification	
Module [mm]	1
Pitch diameter [mm]	40
Number of teeth [-]	40
Face width [mm]	10
Pressure angle [deg]	20
Contact ratio [-]	1.714
Backlash [mm]	0.05
Density [kg/m ³]	1160
Young's modulus [Gpa]	3.3
Poisson's ratio [-]	0.4

Table 2 Shaft specification	
Diameter [mm]	15
Density [kg/m ³]	7850
Young's modulus [Gpa]	200
Poisson's ratio [-]	0.3

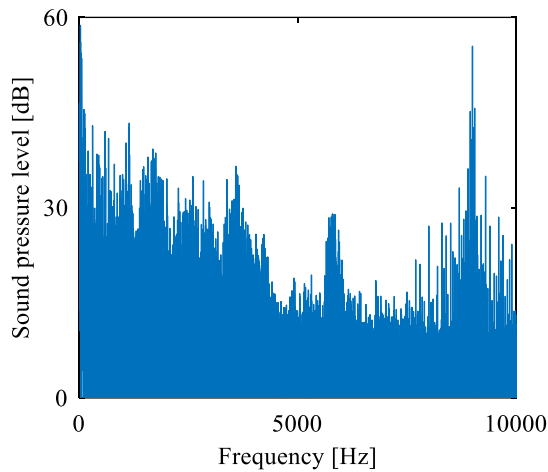
Table 3 Gearbox specification	
Height [mm]	110
Width [mm]	80
Depth [mm]	100

Table 4 Material specification	
Gear	MC901
Gearbox	S45C
Shaft	S45C

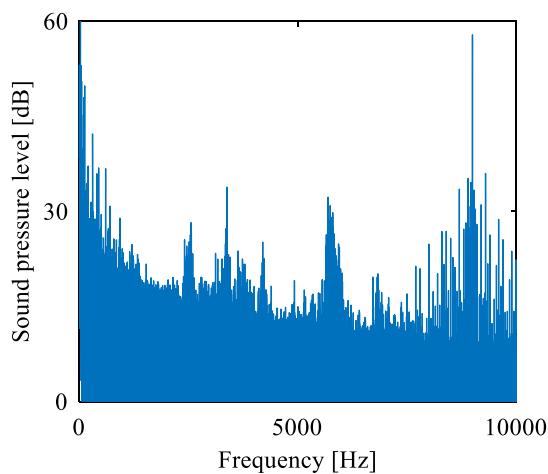
Table 5 Meshing order			
	200 [rpm]	800 [rpm]	1400[rpm]
1st order [Hz]	133.33	533.33	933.33
2nd order [Hz]	266.66	1066.66	1866.66
3rd order [Hz]	399.99	1599.99	2799.99

(2) 暗騒音

図 9(a)及び(b)に測定した暗騒音を含む歯車箱騒音と暗騒音を FFT 解析したものを示す。この時、歯車の回転角速度は 200[rpm]でトルク負荷は 0[Nm]である。横軸が周波数[Hz]、縦軸が測定した音圧[dB]を示している。図 7(b)から分かるように歯車かみ合い以外の騒音が発生しており、6000[Hz]や9000[Hz]付近でモータや軸・軸受け等の暗騒音が強く出ていることが分かる。図 9(a)から歯車かみ合いによる歯車箱騒音スペクトルが 1000[Hz]から4000[Hz]前後の周波数分布で確認でき、暗騒音も同じ周波数分布で確認できる。実験回転角速度により暗騒音が変わる為、暗騒音は回転角速度を変更する都度測定し、各歯車箱騒音を計算した。また、歯車箱騒音の測定結果と解析結果数値比較は 2500[Hz]から 4000[Hz]の周波数分布で行った。



(a) Gearbox noise result including (b)



(b) Background noise result

Figure 9 Gearbox noise including background noise result (a) and Background noise result (b) for gearbox sound pressure. Noise frequency distribution in the range of 0[Hz] to 10000[Hz] appear in the gearbox noise (a) and (b)

4. 解析結果と測定結果の比較

(1) 歯車箱振動

図 10 に測定した歯車箱振動, 図 11 に歯車箱振動の解析結果を FFT 解析したものを示す. 横軸が周波数[Hz], 縦軸が歯車箱振動の周波数成分における振幅[nm]である. 図 10 と図 11 の(a)は回転角速度 200[rpm], (b)は 800[rpm], (c)1400[rpm]の場合を示しており, いずれもトルク負荷 0[Nm]である. ここで, 電磁ブレーキによるトルク負荷は与えていないが, 軸受けによる摩擦や従動側装置の重量などの回転干渉を考慮して, 解析モデルの出力側に小さな減衰負荷トルクを与えている. また減衰係数に関しては実験値に合うように試行錯誤的に決定した.

図 10 及び図 11 から実験と解析結果で表 5 に示したかみ合い次数成分でスペクトルが確認でき, 歯車のかみ合いによって歯車箱が加振されていることが分かる. 解析モデルで非線形歯対剛性を考慮した歯のたわみに起因する歯車箱振動が解析できていると考えられる.

図 10(a)及び図 11(a)における歯車箱振動のかみ合い周波数 1 次成分の変位は 1.08[nm]の誤差があり, かみ合い周波数 2 次成分では 0.47[nm]の誤差, かみ合い周波数 3 次成分では 0.35[nm]の誤差がある. しかし誤差は非常に小さく, 傾向や次数成分での値が概ね一致していることから, 低回転角速度において解析モデルは有効であると考えられる.

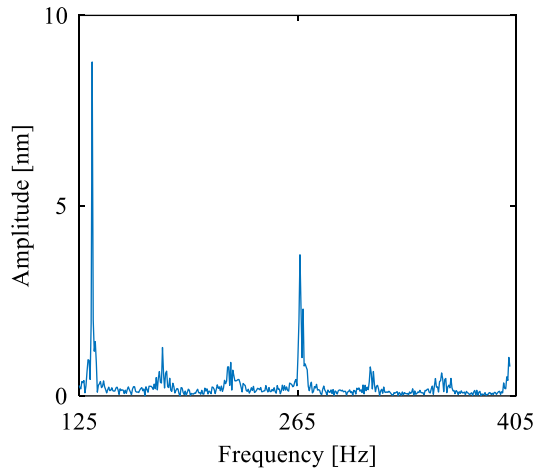
図 10(b)及び図 11(b)における歯車箱振動のかみ合い周波数 1 次成分の変位は 0.3[nm]の誤差があり, かみ合い周波数 2 次成分では 0.9[nm]の誤差, かみ合い周波数 3 次成分では 0.35[nm]の誤差がある. しかし誤差は非常に小さく, 傾向や次数成分での値が概ね一致していることから, 中回転角速度において解析モデルは有効であると考えられる.

図 10(c)及び図 11(c)における歯車箱振動のかみ合い周波数 1 次成分の変位は 0.1[nm]の誤差があり, かみ合い周波数 2 次成分では 1.2[nm]の誤差, かみ合い周波数 3 次成分では 2.77[nm]の誤差がある. 高周波数でガタによる誤差があるが, 傾向や次数成分での値が概ね一致していることから, 高回転角速度において解析モデルは有効であると考えられる.

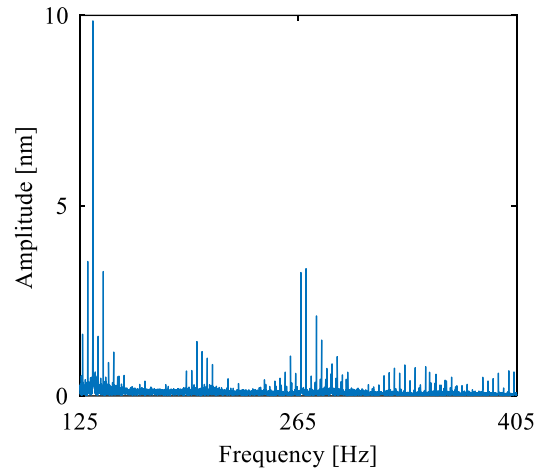
(2) 歯車箱騒音

図 12 に測定した歯車箱騒音, 図 13 に歯車箱騒音の解析結果を FFT 解析したものを示す. 図 12 は図 10 の歯車箱振動を測定する際, 同時に測定した歯車箱騒音から, 各暗騒音との差をとったものであり, 図 13 は図 11 の歯車箱振動解析結果を基に歯車箱騒音解析結果である. 横軸が周波数[Hz], 縦軸が歯車箱騒音の周波数成分における音圧[dB]である. 図 12 と図 13 の(a)は回転角速度 200[rpm], (b)は 800[rpm], (c)1400[rpm]の場合を示しており, いずれもトルク負荷 0[Nm]である. 図 12 及び図 13 から, 騒音スペクトルがかみ合い周波数成分で大きくなっていることが確認できる. また, 図 12 の歯車箱騒音実験結果から回転角速度が増加するに連れ, 歯車箱騒音が増加していることが分かる. これは扇谷ら¹¹⁾と大島ら¹⁰⁾の結果と一致する.

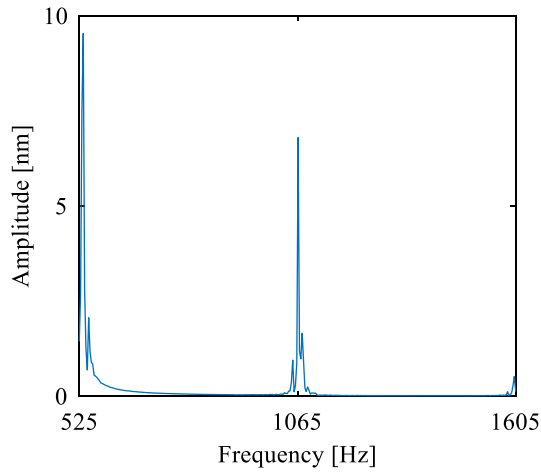
解析値と実験値で若干のずれはあるが, 3250[Hz]付近において騒音スペクトルが減少しており, 3500[Hz]から 3700[Hz]間で騒音スペクトルが最大値をとり, その後 4000[Hz]まで騒音音圧値が減少し



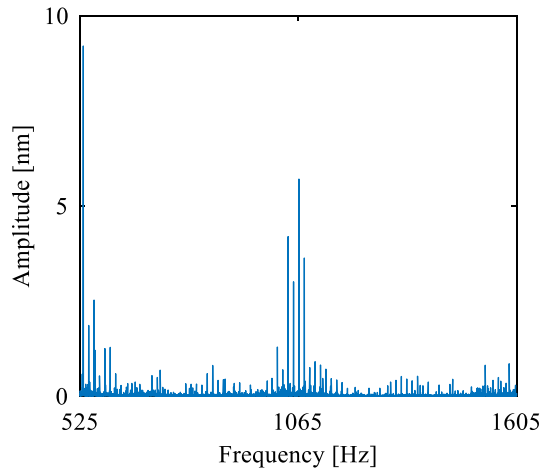
(a) Analysis result (200[rpm], 0[Nm])



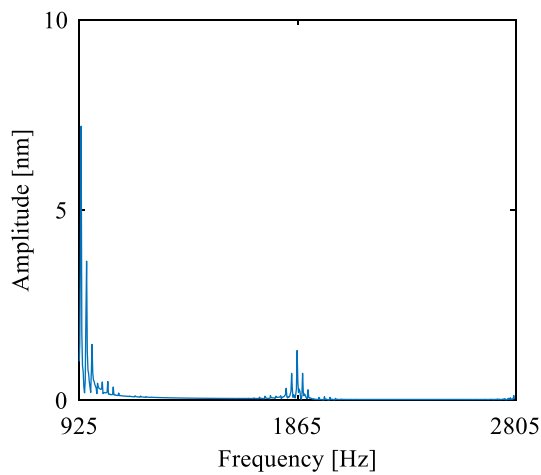
(a) Experiment result (200[rpm], 0[Nm])



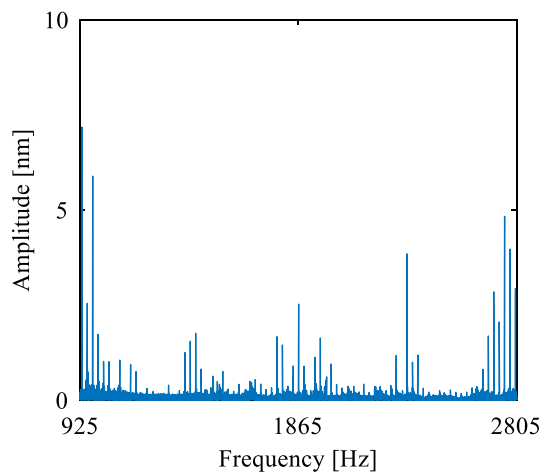
(b) Analysis result (800[rpm], 0[Nm])



(b) Experiment result (800[rpm], 0[Nm])



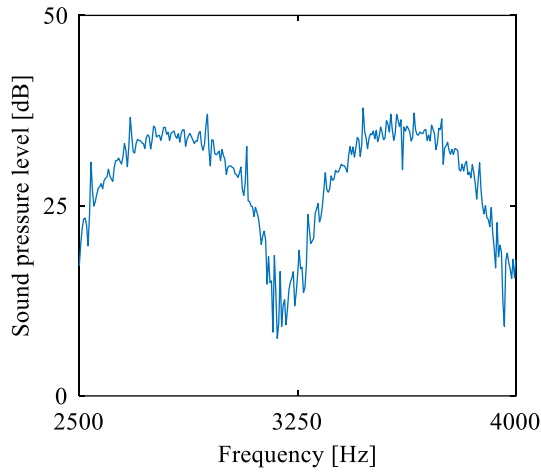
(c) Analysis result (1400[rpm], 0[Nm])



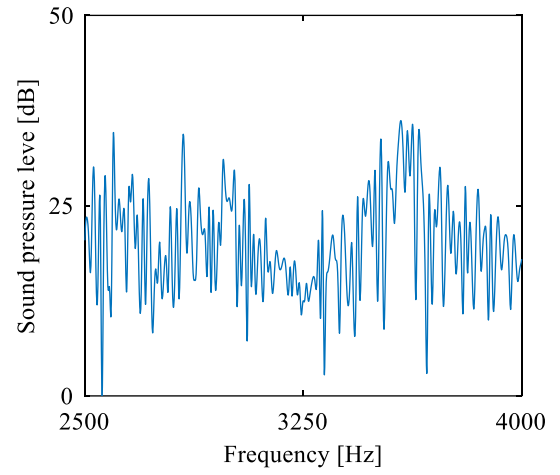
(c) Experiment result (1400[rpm], 0[Nm])

Figure.10 Analysis result for gearbox vibration. The amplitude of the meshing order component appear in the gearbox vibration

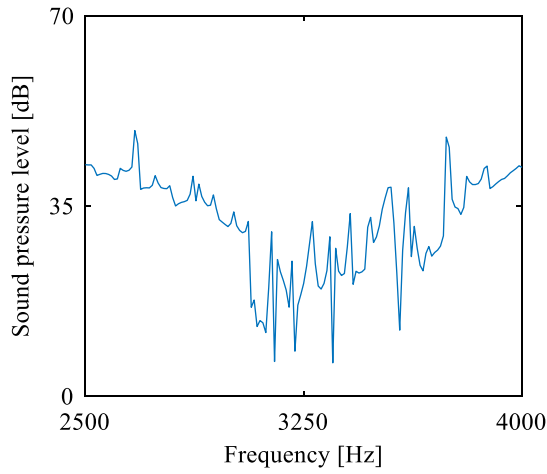
Figure.11 Experimental result for gearbox vibration. The amplitude of the meshing order component appear in the gearbox vibration



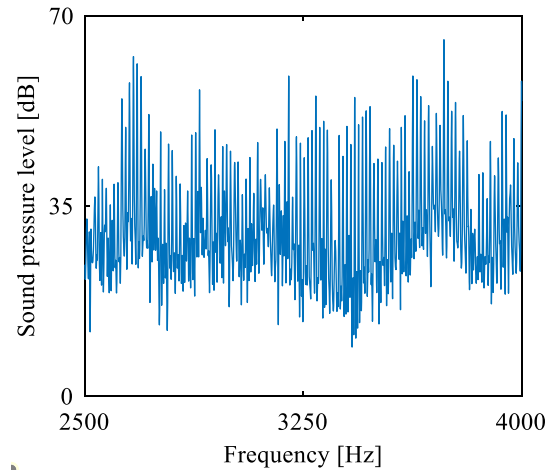
(a) Analysis result (200[rpm], 0[Nm])



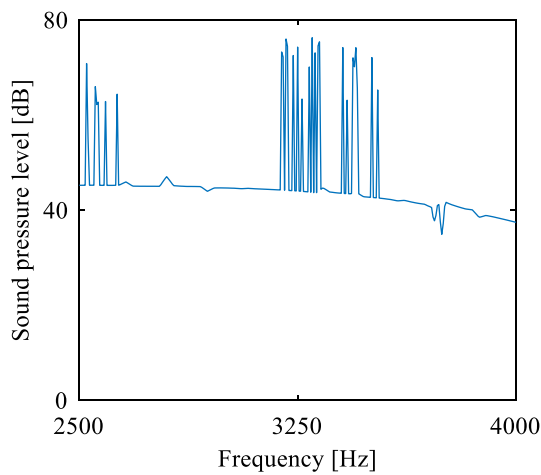
(a) Experiment result (200[rpm], 0[Nm])



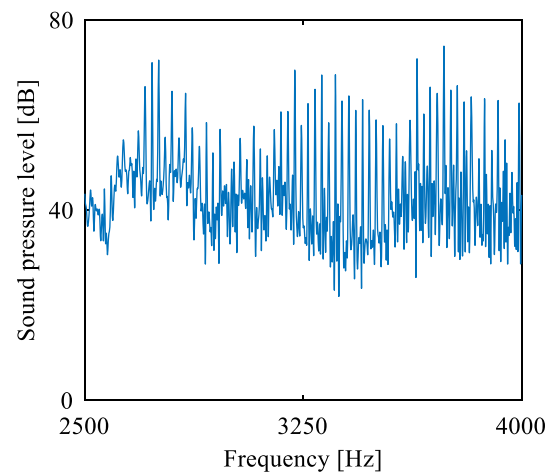
(b) Analysis result (800[rpm], 0[Nm])



(b) Experiment result (800[rpm], 0[Nm])



(c) Analysis result (1400[rpm], 0[Nm])



(c) Experiment result (1400[rpm], 0[Nm])

Figure.12 Analysis result for gearbox vibration. The amplitude of the meshing order component appear in the gearbox vibration

Figure.13 Experimental result for gearbox vibration. The amplitude of the meshing order component appear in the gearbox vibration

ている。歯車箱騒音について実験と解析で騒音値の誤差は認められるが、解析モデルにより歯車箱騒音の傾向やおおよその騒音音圧値は予測できると考えられる。

5. 考察

歯車箱騒音の解析モデルと比較に用いた歯車箱騒音の実験結果は歯車対をかみ合わせた場合とかみ合わせていない場合との差をとっている。ここで歯車がかみ合っていない場合の駆動軸が無負荷で回転している状態の騒音を暗騒音としており、従動軸が回転していない為電磁ブレーキや従動側の軸・軸受け等の暗騒音を十分に考慮できていない。また暗騒音測定では無負荷で駆動側を運転している為、図9から分かるように実験装置の組み付け誤差や軸・軸受け摩擦による騒音やモータ騒音が(a)より(b)が大きくなっている周波数帯があり、(b)の1000[Hz]から4000[Hz]においても実験装置の組み付け誤差や軸・軸受け摩擦による暗騒音が大きくなっており、図13の歯車箱騒音に影響が出ていると推測される。以上のことから、導出した実験歯車箱騒音には誤差がある可能性が挙げられ、図12と図13の解析結果と実験結果の比較周波数分布において実験系に起因する誤差があると考えられる。

また、解析モデル側に起因する歯車箱振動及び歯車箱騒音の誤差については、軸受のモデル化や空力騒音等解析モデルで考慮されていないことが原因であると考えられる。

6. 結語

本研究ではプラスチック歯車の振動騒音解析手法の構築を目的として、歯車箱を含むプラスチック歯車の振動騒音解析モデルを開発し、さらに一对のプラスチック歯車装置の振動騒音実験を行い、解析モデルの有効性を検証した。その結果を以下に示す。

- (1) プラスチック歯車を用いた歯車箱の歯車箱振動・騒音解析可能な非線形歯対剛性を考慮した解析モデルを作成した。
- (2) 回転角速度を変えた実験で歯車箱振動・騒音を測定し、低回転角速度から高回転角速度における解析モデルの有効性を検証した。
- (3) 解析結果と実験結果を比較した結果、歯車箱振動のかみ合い次数成分におけるスペクトルは概ね一致したが歯車箱騒音は誤差があった。これらは暗騒音の測定方法や組付け誤差など実験系に含まれる誤差や、解析モデルで考慮出来ていない要因に起因していると推定される。

謝辞

本論文の執筆にあたり、多くの方々にご指導、ご支援いただきました。主指導教員である相原建人准教授には研究の着想から、調査、論文執筆まで多くのご指導をいただきました。研究の場を設けていただいただけでなく、就職活動や技術者としての思考など多くのことをご指導いただきました。心から感謝申し上げます。

また本研究遂行にあたり、不慣れな解析ソフトや実験装置の設定、扱い方など終始懇切丁寧に協力してくれた同研究室の同期院生、伊藤光希君に感謝いたします。最後に伝達機構・機械振動研究室のメンバー各位には、研究やプライベートな面まで精神的に支えていただきました。ここに感謝の意を表する。

参考文献

- 1) 扇谷保彦, 須賀真澄, 矢澤孝哲, 小島龍広, “動力伝達用プラスチック歯車の振動・騒音に関する研究 (かみ合い挙動が騒音発生に及ぼす影響)”, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2007 シンポジウム講演論文集 (2007), pp. 242-245.
- 2) 河村紀規, 扇谷保彦, 高瀬徹, 小山敦広, 小島龍広, “ポリアミド歯車の膨潤が歯車精度および騒音に及ぼす影響”, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2013 シンポジウム講演論文集 (2013), pp. 315-318.
- 3) 扇谷保彦, “動力伝達用プラスチック歯車の振動・騒音に関する研究 (ナイロン歯車の騒音発生機構)”, 日本機械学会機素潤滑設計部門 MPT2004 シンポジウム講演論文集 (2004), pp. 109-112.
- 4) 飯田裕, “樹脂歯車の動特性に関する考察”, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference, 2018, 312, (2018).
- 5) 飯田裕, “樹脂歯車の振動特性に関する実験的検討”, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference, 2019, 605, (2019).
- 6) 大島典雄, 北村敏也, 山田伸志, “小型プラスチック平歯車各部の寸法差と発生する騒音との関係”, 日本騒音制御工学会, Vol. 35, No. 1 (2011), pp. 80-88.
- 7) 小林公一, 塚本尚久, “プラスチック歯車の歯のたわみのシミュレーション”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 65, No. 634 (1999), pp. 2480-2485.
- 8) 専徳博文, 西岡敬洋, “プラスチック歯車の振動・騒音に関する研究”, 日本機械学会講演論文集 中国四国支部, 2005, 816, (2005)
- 9) 田中英一郎, 大島耕作, 田中直行, “歯車箱を含めた多段はすば歯車装置の振動解析”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 67, No. 659 (2001), pp. 2321-2328.
- 10) 坂本賢生, 相原建人, “1DCAEによる非線形歯対剛性を考慮した歯車箱の振動解析”, Dynamics & Design Conference, 2018, 511, (2018)